

Н.В. КОХАНОВСКИЙ, канд. техн. наук, **С.В. ПАВЛЕНКО**,
О.В. СТАХОВСКИЙ, канд. техн. наук, **А.Г. ЯНЧИК** (г. Харьков)

ФАКТОРЫ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ ВЕРХНЕЙ ВЕТВИ ГУСЕНИЧНОГО ОБВОДА БЫСТРОХОДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Висока віброактивність верхньої гілки гусеничного обводу являється обмежуючим фактором подальшого зростання швидкості руху швидкохідних транспортних гусеничних машин. По результатам експериментальних та теоретичних досліджень зроблено аналіз факторів та умов виникнення резонансних коливань верхньої провисаючої гілки гусеничного обводу з гумово-металевими шарнірами. На основі аналізу зв'язку нестійких режимів поперечних коливань з конструктивними параметрами гусеничного рушія визначені напрямки зменшення віброактивності гусеничного обводу.

A large vibration activity of a top branch of a caterpillar track is limiting factor of a further increase in velocity of vehicle. An analysis of factors and conditions leading to an appearance of a resonance range of top hanging branch has been made for caterpillar track equipped rubber-metallic hinges in accordance with the experimental and theoretical results. Ways of decreasing of the caterpillar track have been found out. It was based on an analysis of connection between an unstable mode of transverse fluctuation and design feature of caterpillar move.

1. Анализ и постановка задачи исследования.

Для скоростных гусеничных машин (ГМ), имеющих гусеницы с резинометаллическими шарнирами (РМШ), особо остро стоит проблема устойчивости гусеницы в обводе и снижения ее виброактивности. Вызываемые колебаниями корпуса машины и периодическими изменениями геометрии обвода поперечные колебания гусеничных ветвей увеличивают динамическую нагруженность гусеничного движителя и вибрационную активность гусеничного обвода и являются ограничивающим фактором увеличения скоростных возможностей машины. Поэтому исследования закономерностей происходящих в гусеничном обводе динамических процессов, выявление неблагоприятных режимов перематывания обвода и установление связей неустойчивых режимов колебаний с параметрами гусеничного движителя является особенно актуальным для теории и практики создания скоростных гусеничных машин.

Вопросам исследования динамики гусеничного обвода и, в частности, проблеме устойчивости верхней ветви гусеничного обвода с резинометаллическими шарнирами уделяется значительное внимание. Так в работе [1] при исследовании динамики передач с гибкой связью было получено условие потери устойчивости гусеничного обвода, связывающее между собой зависимостью кинематические, инерционные и жесткостные параметры гусеничного обвода, предварительное статическое натяжение и податливость заделки концевой опоры обвода. В [2,3] были получены аналитические и экспериментальные зависимости собственных частот поперечных колебаний гусеничной ветви от скорости движения ГМ, показана необходимость учета влияния на собственные частоты и формы поперечных колебаний кориолисовых и центробежных сил инерции. В [4] применительно к гусеничным ветвям с РМШ с использованием метода Галеркина было получено уравнение Матье и определены условия неустойчивых решений уравнений Матье-Хилла.

Целью данного исследования является анализ взаимосвязей инерционных, жесткостных, демпфирующих и силовых параметров гусеничного движителя с условиями возникновения резонансных режимов поперечных колебаний верхней ветви гусеничного обвода и определение путей снижения вибрационной активности гусеничного движителя.

2. Условия возникновения неустойчивых режимов поперечных колебаний верхней ветви гусеничного обвода.

Как известно, верхняя ветвь гусеничного обвода испытывает интенсивные кинематические и параметрические воздействия, обусловленные звенчатостью гусеницы, колебаниями корпуса ГМ и периодическими изменениями геометрии контура гусеничного обвода при движении по неровностям. Как показали стендовые исследования динамики верхней ветви гусеничного обвода, проводимые авторами на физической модели гусеничного движителя, резонансного характера поперечные колебания провисающего участка гусеничной ветви могут вызываться уже самой звенчатостью гусеницы, при отсутствии каких-либо иных возмущений. Это связано с тем, что переход звенчатой гусеницы с прямолинейных участков обвода на дуговые, а также выход жестких звеньев гусеницы с дуговых участков на прямолинейные сопровождается кинематическими возмущающими перемещениями концов провисающих ветвей гусеницы. Интенсивность возмущающего ветвь воздействия пропорциональна

коэффициенту неравномерности движения гусеницы, определяемого соотношением длины трака гусеницы к радиусу ведущего колеса, и обратно пропорциональна приведенной продольной податливости ветви. Вертикальная составляющая этих перемещений для провисающей ветви является кинематическим периодическим возмущением и может быть причиной возникновения поперечных колебаний. Горизонтальная составляющая указанных перемещений, представляющая собой изменения относительной скорости движения звеньев обвода, обуславливает появление в гусеничном обводе переменной составляющей натяжения. Последнее является причиной возникновения в гусеничном обводе продольных колебаний, что приводит к увеличению динамической нагруженности обвода и дополнительным потерям мощности в гусеничном двигателе. Известно [4], что при некоторых соотношениях параметров гусеничного обвода и при достаточной амплитуде переменной составляющей натяжения, в провисающих гусеничных ветвях могут возникать резонансные параметрические поперечные колебания. В отмеченном выше случае, очевидно, имело место совместное воздействие на провисающую гусеничную ветвь кинематического и параметрического возмущения.

Следует отметить то, что звенчатость гусеницы для провисающих гусеничных ветвей является сравнительно высокочастотным возмущением, с частотой воздействия равной:

$$\theta = \frac{2\pi V}{l_{mp}}, \quad (1)$$

где θ - частота обусловленного звенчатостью возмущения;

V - скорость перематывания обвода;

l_{mp} - шаг гусеницы,

и, как легко видеть из (1), может вызвать резонансного характера поперечные колебания сравнительно короткой, прилегающей к ведущему колесу провисающей ветви, только на малых скоростях движения. При этом, как показали экспериментальные исследования, возбуждение поперечных колебаний может распространяться последовательно и на соседние провисающие участки в случае равенства их длин. По этой причине не следует допускать равные длины соседних провисающих участков верхней ветви гусеничного обвода, кратные шагу гусеницы.

Особенно неблагоприятными для провисающей верхней ветви гусеничного обвода являются режимы движения, при которых выполняются условия возникновения параметрических резонансных поперечных колебаний, происходящих по первой форме колебаний. Опасность параметрических резонансных колебаний определяется тем, что, в отличие от кинематического резонанса, в рабочем скоростном диапазоне быстроходных ГМ могут иметь место нескольких довольно широких по частоте (а, значит, и по скорости движения) резонансных зон. В отличие от кинематического резонанса, амплитуда которого нарастает по линейному закону, при параметрическом резонансе амплитуда нарастает по показательному закону [4]. Это, наряду с наличием сплошных областей динамической неустойчивости, увеличивает вероятность возникновения резонансных параметрических колебаний даже при переходных режимах. Все это делает практически невозможным быстрое прохождение резонансной зоны параметрических колебаний. Для скоростных гусеничных машин избежать выполнения условий возникновения резонансных параметрических поперечных колебаний, происходящих по первой форме колебаний, без внедрения специальных конструктивных решений невозможно. Это обусловлено следующим. При проектировании гусеничных движителей конструктивными решениями стараются сделать так, чтобы собственные частоты поперечных колебаний верхней ветви гусеничного обвода были значительно выше низкочастотных возмущающих воздействий, задаваемых колебаниями корпуса ГМ. Однако, в связи с уменьшением собственных частот поперечных колебаний и увеличением частоты возмущающего воздействия с ростом скорости движения [3], неизбежно происходит сближение указанных частот. И, прежде всего, происходит сближение возмущающей частоты с первой собственной частотой поперечных колебаний, соответствующей первой форме колебаний самого длинного провисающего участка верхней ветви обвода. При этом для этого участка верхней ветви гусеничного обвода при прохождении рабочего скоростного диапазона может несколько раз выполняться частотное условие возникновения k -ых параметрических резонансов по первой форме колебаний:

$$\frac{2\omega_1}{\theta} = k, \quad (2)$$

где θ - частота параметрического возмущения;

ω_k - первая собственная частота поперечных колебаний провисающего участка;

$k=1,2,\dots,n$ - порядковый номер параметрического резонанса.

Ввиду того, что приведенный коэффициент вязкого сопротивления при поперечных колебаниях жесткой на изгиб ветви пропорционален четвертой степени порядкового номера формы колебаний [5], то практически параметрический резонанс по высшим формам колебаний не реализуется. На физической модели гусеничного движителя авторами были выявлены 4-ый, 2-ой и 1-ый параметрические резонансы по первой форме колебаний, а также с небольшой интенсивностью проявлялся 2-ой параметрический резонанс по второй форме колебаний.

Как известно [2], частотное условие возникновения параметрических резонансов (2) является необходимым, но недостаточным. Реализация параметрического резонанса поперечных колебаний ветви будет лишь при достаточным по величине коэффициенте возбуждения χ_k , превышающем значение критического коэффициента возбуждения k -го параметрического резонанса χ_k^* :

$$\chi_k \geq \chi_k^* = k \sqrt{\frac{\Delta}{\pi}}, \quad (3)$$

где Δ - логарифмический декремент затухания.

Согласно [4], коэффициент возбуждения χ_k и условие возникновения 1-го параметрического резонанса (3) в линейной постановке задачи можно представить в виде:

$$\frac{T_d}{2 \left(T_{cv} + EI \frac{\pi^2}{l^2} \right)} \geq \frac{2\varepsilon_1}{\omega_1}, \quad (4)$$

где T_d - динамическая составляющая натяжения в обводе;

T_{cv} - статическая составляющая натяжения, соответствующая данной скорости движения ГМ;

EI - приведенная изгибная жесткость гусеничной ветви;

ε_1 - приведенный коэффициент вязкого сопротивления поперечных колебаний ветви, соответствующий 1-ой форме колебаний.

3. Пути снижения виброактивности гусеничного обвода.

Из выражения для коэффициента возбуждения главного параметрического резонанса по первой форме колебаний (4) следует, что вероятность возникновения параметрического резонанса уменьшается с уменьшением амплитуды переменной составляющей натяжения T_d ; с увеличением статического натяжения T_{cv} и уменьшением падения последнего с ростом скорости движения ГМ; с увеличением изгибной жесткости гусеницы EI ; с увеличением приведенного коэффициента вязкого сопротивления ε_1 . Как показали стендовые исследования поперечных колебаний верхней ветви гусеничного обвода, основными факторами, ограничивающими амплитуду параметрических резонансных колебаний является нелинейная упругость и нелинейное затухание. Нелинейная упругость обусловлена возникновением “цепного” усилия в обводе ΔT_y при поперечных колебаниях провисающей ветви. Величина “цепного” усилия, пропорциональная приведенной жесткости ветви и величине приращения длины ветви, приближенно может быть представлена в виде:

$$\Delta T_y = \frac{1}{2e_{np}} \int_0^l \left\{ \left[\frac{\partial y(x,t)}{\partial x} \right]^2 - \left[\frac{\partial y_0(x)}{\partial x} \right]^2 \right\} dx.$$

Выражение, стоящее под знаком интеграла, представляет собой величину приращения длины ветви из-за изменения формы провисания

$y(x, t)$ по сравнению со статической $y_0(x)$; e_{np} - приведенная податливость ветви, определяемая не только податливостью ветви на растяжение, но и податливостью за счет выбора слабины провисания соседних провисающих участков гусеничного обвода. Поэтому e_{np} , очевидно, зависит от статического натяжения в обводе, числа поддерживающих катков и конфигурации контура гусеничного обвода. Нелинейное демпфирование определяется, в основном, продольным демпфированием поперечных колебаний из-за взаимного проскальзывания гусеницы по ободу поддерживающего катка, а также – нелинейной зависимостью гистерезисных потерь РМШ шарниров от угла их закрутки.

Выявленные зависимости (2)-(4) хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными при натурных испытаниях быстроходных ГМ. Так как амплитуда переменной составляющей натяжения обусловлена изменениями контура гусеничного обвода, то, как показывают испытания, самая большая вероятность выполнения условий (2)-(4) будет при доминирующих вертикальных колебаниях корпуса ГМ, имеющей заднее расположение ведущего колеса. Это обусловлено тем, что при вертикальных колебаниях корпуса ГМ приращения длин наклонных ветвей одного знака. Кроме того, в отличие от продольно-угловых колебаний, вертикальные колебания корпуса ГМ кинематически задают верхней ветви обвода 1-ую форму колебаний, в результате чего при вертикальных колебаниях корпуса параметрические и кинематические возмущения согласуются по форме колебаний. Так как в ГМ с передним расположением ведущего колеса верхняя ветвь гусеничного обвода растянута также тяговым усилием, то, как следует из (4) и подтверждается практикой эксплуатации ГМ, вероятность возникновения резонансных параметрических колебаний в этом случае будет значительно меньше, чем для ГМ с задним расположением ведущего колеса. Увеличение приведенного коэффициента вязкого сопротивления за счет увеличения гистерезисных потерь в резинометаллических шарнирах гусеницы не всегда может быть приемлемым из-за связанного с этим ростом потерь мощности в гусеничном движителе. Более приемлемым вариантом увеличения эффективности демпфирования и снижения интенсивности резонансных колебаний является введение в колебательную систему нелинейного демпфирования путем обрезинивания ободов поддерживающих катков. В последнем случае достаточно эффективное демпфирование

колебаний обеспечивается за счет взаимного проскальзывания траков гусеницы по обрешиненному ободу поддерживающего катка при поперечных колебаниях провисающей ветви.

Выводы.

Оснащение гусеничных движителей быстроходных ГМ автоматическими или полуавтоматическими механизмами регулирования или поддержания постоянства натяжения, применение компенсирующих устройств уменьшает значение переменной составляющей натяжения в обводе и положительно сказывается на устойчивости верхней ветви гусеничного обвода. Упругое поддрессирование направляющего колеса и снижение жесткости подвески будет способствовать с одной стороны – уменьшению собственных частот колебаний корпуса и увеличению плавности хода ГМ, а с другой стороны – уменьшению скорости падения статического натяжения с ростом скорости движения. Все это снизит вероятность возникновения параметрических резонансов как по частотному условию, так и по условию достаточности значения коэффициента возбуждения резонанса. Применение обрешинивания ободов поддерживающих катков является рациональным средством демпфирования и снижения интенсивности резонансных поперечных колебаний верхней провисающей ветви гусеничного обвода.

Список литературы: 1. Аврамов В.П., Ольшанский В.П., Кохановский Н.В. Колебания и устойчивость перематывания передач с гибкой связью //Теория механизмов и машин. Материалы 1-го Всесоюзного съезда по теории механизмов и машин. – Алма-Ата: Наука, 1977. – 310 с. 2. Ольшанский В.П., Кохановский Н.В. О параметрических колебаниях участков гусеничного обвода //Теория механизмов и машин. – Харьков: “Вища школа”, 1978. -№24. -С. 40-46. 3. Елифанов В.В., Кохановский Н.В. Влияние вида возмущения и скорости продольного движения гибкой связи на формы ее колебаний //Теория механизмов и машин. – Харьков: “Вища школа”, – 1987. - №42. -С. 32-36. 4. Кохановский Н.В., Магерамов Л.К. Неустойчивые режимы поперечных колебаний верхней ветви гусеничного обвода танка //Механика и машиностроение: – 1998. -№2. – С. 41-46. 5. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. –М.: Высшая школа, 1972. –416 с.

Поступила в редколлегию 25.04.05.